

Wheel rotation signal detection for motor vehicle

Patent number: DE19704954
Publication date: 1998-08-13
Inventor: ISERMANN ROLF PROF DR (DE); WILLIMOWSKI PETER (DE); SCHWARZ RALF (DE); WILLIMOWSKI MARKUS (DE)
Applicant: ITT MFG ENTERPRISES INC (US)
Classification:
- **international:** G01P3/44; G01B21/26; B60K28/16; B60T8/32
- **european:** G01P3/44, B60G17/015F, B60T8/00B4, G01P3/56
Application number: DE19971004954 19970210
Priority number(s): DE19971004954 19970210

Abstract of **DE19704954**

The method involves using a sensor signal to determine a wheel rotation signal, with which the rotational speed of the wheel is determined, relatively to a reference point of the wheel carrier. The wheel rotation signal is produced under consideration of a relative movement between the wheel mounting point and the vehicle, and preferably also suspension, during the evaluation of the sensor signal.

Data supplied from the *esp@cenet* database - Worldwide

THIS PAGE BLANK (USPTO)



DE 197 04 954 A 1

①9 BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENTAMT

⑫ **Offenlegungsschrift**
⑩ **DE 197 04 954 A 1**

⑤① Int. Cl.⁶:
G 01 P 3/44
G 01 B 21/26
B 60 K 28/16
B 60 T 8/32

②① Aktenzeichen: 197 04 954.0
②② Anmeldetag: 10. 2. 97
④③ Offenlegungstag: 13. 8. 98

⑦① Anmelder:
ITT Mfg. Enterprises, Inc., Wilmington, Del., US

⑦④ Vertreter:
Portwich, P., Dipl.-Ing., Pat.-Ass., 60488 Frankfurt

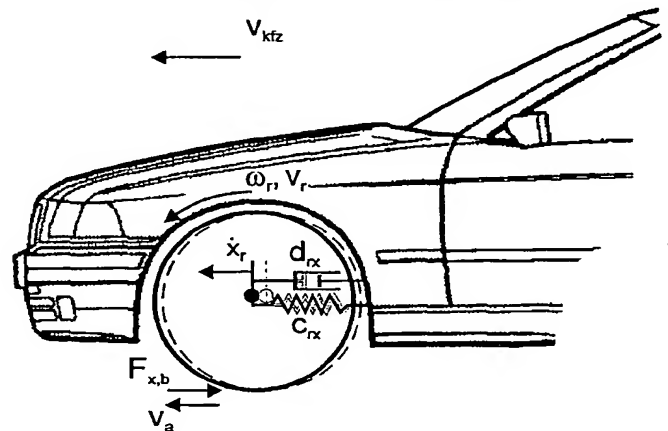
⑦② Erfinder:
Schwarz, Ralf, 64297 Darmstadt, DE; Isermann,
Rolf, Prof. Dr., 64342 Seeheim-Jugenheim, DE;
Willimowski, Peter, 63486 Bruchköbel, DE;
Willimowski, Markus, 63486 Bruchköbel, DE

⑤⑤ Für die Beurteilung der Patentfähigkeit in Betracht
zu ziehende Druckschriften:
DE 23 13 087 B2
DE 44 34 480 A1
DE 44 26 960 A1
DE 42 42 109 A1
DE 42 28 894 A1
DE 41 34 411 A1
DE 40 32 476 A1
EP 06 99 546 A1

JP Patents Abstracts of Japan:
5-119046 A,P-1604,Aug. 31, 1993,Vol. 17,No. 481;
55- 24650 A,P- 8,April 24, 1980,Vol. 4,No. 55;

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

- ⑤④ Verfahren zur verbesserten Bestimmung eines Raddrehzahlsignales und/oder eines Schlupfsignales
⑤⑦ Die Erfindung betrifft ein Verfahren zur Bestimmung eines Raddrehzahlsignals sowie eines Schlupfes unter Verwendung eines Sensorsignals, mit dem die Umdrehungsgeschwindigkeit des Rades relativ zu einem Bezugspunkt des Radträgers ermittelt wird, indem bei der Auswertung des Sensorsignals eine Relativbewegung zwischen Rad-aufhängungspunkt und dem Fahrzeug sowie dem Rad-aufstandspunkt bzw. dem Gürtelreifen zum Radmittelpunkt berücksichtigt wird. Diese Relativbewegungen können erfindungsgemäß entweder direkt gemessen oder aus einfacher meßbaren Größen (z. B. Federweg und Bremsdruck) modellbasiert berechnet werden.



DE 197 04 954 A 1

Die Erfindung betrifft ein Verfahren zur Bestimmung eines Raddrehzahlsignales unter Verwendung eines Sensorsignales, mit dem die Umdrehungsgeschwindigkeit des Rades relativ zu einem Bezugspunkt des Radträgers ermittelt wird.

Ein derartiges Verfahren wird vielfach eingesetzt in Kraftfahrzeugen, in denen die Raddrehgeschwindigkeit bzw. der Radschlupf als Eingangsgröße verwendet wird, um mittels einer Regelung auf das Fahrzeug einzuwirken. Zu derartigen Systemen gehören beispielsweise Antiblockiersysteme, mit denen der Bremsdruck zumindest einzelner Räder abgebaut wird, wenn das jeweilige Rad bei einem Bremsvorgang zum Blockieren neigt. Ebenso gehören dazu beispielsweise auch Antriebsschlupfregelsysteme, mit denen bei einem Beschleunigungsvorgang das Durchdrehen der Antriebsräder verhindert werden soll. Es ist in diesem Zusammenhang bekannt, das Motormoment zu reduzieren, wenn die Antriebsräder bei der Fahrzeugseiten zum Durchdrehen neigen oder auch das entsprechende Antriebsrad durch einen aktiven Bremseneingriff abzubremsen, wenn nur ein Antriebsrad einer Fahrzeugseite zum Durchdrehen neigt. Neuerdings gehören zu derartigen Systemen auch solche Systeme, bei denen das Fahrzeug beispielsweise durch einen aktiven Bremseneingriff an einzelnen Rädern stabilisiert wird, wenn das Fahrzeug zum Schleudern neigt. Es ist auch bekannt, eine zuschaltbare Differentialsperre und/oder einen zuschaltbaren Allradantrieb in Abhängigkeit von den Raddrehzahlen selbsttätig zu schalten. Es ist zu erwarten, daß die Bedeutung dieser Signale bei Systemen zukünftiger Entwicklung noch zunimmt.

Nach dem Stand der Technik wird das Raddrehzahlsignal gewonnen aus einem Sensor, wobei an dem Radträger ein Teil des Sensors angebracht ist und an dem Rad beispielsweise ein Zahnkranz. Bei einer Drehung des Zahnkranzes gegenüber dem an dem Radträger angebrachten Teil des Sensors erfolgt eine induktive Auswertung, indem das Zeitintervall bestimmt wird zwischen zwei aufeinanderfolgenden Impulsen des an dem Sensor vorbeidrehenden Zahnkranzes.

Zur Bestimmung des Radschlupfes wird dabei die Raddrehzahl des Rades in Beziehung gebracht zu der Raddrehzahl, die sich bei der momentanen Fahrzeuggeschwindigkeit bei einem frei drehenden Rad einstellen würde.

Es wird also üblicherweise die Differenz der (fiktiv ermittelten) Raddrehzahl des frei drehenden Rades und der ermittelten Raddrehzahl gebildet und durch die (fiktiv ermittelte) Raddrehzahl dividiert. Die Raddrehzahl des frei drehenden Rades wird dabei beispielsweise gewonnen, indem ein Rad als Bezugsrad definiert wird. Indem dieses Bezugsrad dann zumindest zeitweise ungebremst dreht, wird dessen Raddrehzahl als fiktiv ermittelte Raddrehzahl des frei drehenden Rades verwendet.

Es ist Aufgabe der vorliegenden Erfindung, eine genauere Bestimmung der Raddrehzahl sowie des Radschlupfes zu ermöglichen.

Erfindungsgemäß wird diese Aufgabe gelöst, indem das Raddrehzahlsignal gewonnen wird, indem bei der Auswertung des Sensorsignales eine Relativbewegung zwischen dem Radaufhängungspunkt und dem Fahrzeug berücksichtigt wird.

Es hat sich dabei insbesondere bei einem geringeren Radschlupf gezeigt, daß die Genauigkeit bei der Bestimmung des Radschlupfes verbessert wird, wenn zur Bestimmung des Radschlupfes ein entsprechend korrigiertes Raddrehzahlsignal verwendet wird.

In einer besonders vorteilhaften Ausgestaltung (siehe Anspruch 7) kann eine weitere Verbesserung erzielt werden, wenn zusätzlich die Relativbewegung zwischen Reifengürtel bzw dem Radaufstandspunkt und Radmittelpunkt berücksichtigt wird.

Bei der Ausgestaltung des Verfahrens nach Anspruch 2 wird das Raddrehzahlsignal gewonnen, indem ein Einfedern des Fahrzeugrades berücksichtigt wird.

Dies wirkt sich hinsichtlich der Genauigkeit besonders dann vorteilhaft aus, wenn sich der Radschlupf in einem Bereich befindet, in dem die maximale Bremskraft vom Rad auf die Straße übertragen wird. Es kommt dann nämlich infolge der Fahrzeugverzögerung zu einer Nickbewegung des Fahrzeuges, die zu Verschiebungen der Radlastverteilungen führt. Infolge dieser Lastverschiebung und der sich ändernden Belastung der einzelnen Räder ändern sich die Radien der Fahrzeugräder, d. h. der Abstand des Radaufstandspunktes vom Radmittelpunkt. Wegen der dynamischen Änderung dieses Radradius ändert sich auch die Umfangsgeschwindigkeit dieses Rades.

Bei der Ausgestaltung des Verfahrens nach Anspruch 3 wird das Raddrehzahlsignal gewonnen, indem zu der durch den Sensor ermittelten Umdrehungsgeschwindigkeit des Rades relativ zum Radträger ein Term addiert wird, der proportional ist zur Geschwindigkeit des Radmittelpunktes relativ zum Fahrzeug in horizontaler Richtung und umgekehrt proportional zur Federbeinlänge.

Dadurch zeigt sich, daß die Berücksichtigung der entsprechenden Größen in einfacher Weise durchgeführt werden kann.

Bei dem Verfahren nach Anspruch 4 wird das Raddrehzahlsignal gewonnen, indem bei der Auswertung der durch den Sensor ermittelten Umdrehungsgeschwindigkeit des Rades relativ zum Radträger als weitere Größen der Bremsdruck und der Einfederweg des Rades bzw. diesen weiteren Größen entsprechende andere Größen berücksichtigt werden.

Dabei zeigt sich, daß die entsprechend aufwendiger meßbaren Größen mittels dieser einfachen meßbaren Größen ermittelt werden können. Es kann also aus diesen meßbaren Größen ein verbessertes Raddrehzahlsignal ermittelt werden.

Bei dem Verfahren nach Anspruch 5 wird aus dem Raddrehzahlsignal unter Berücksichtigung einem veränderlichen Abstandes des Radaufstandspunktes vom Radmittelpunkt ein die Umfangsgeschwindigkeit des Rades repräsentierendes Signal gewonnen bzw. aus der Umfangsgeschwindigkeit des Rades unter Berücksichtigung eines veränderlichen Abstandes des Radaufstandspunktes vom Radmittelpunkt ein die Raddrehzahl repräsentierendes Signal, wobei bei dem veränderlichen Abstand eine Vertikalbewegung des Rades und/oder Unebenheiten der Fahrbahn berücksichtigt werden.

Die Vertikalbewegung des Rades kann dabei in vergleichsweise einfacher Form mittels des Einfederweges sowie verschiedener Kennlinien durch eine Differentialgleichung ermittelt werden. Unebenheiten der Fahrbahn können beispielsweise durch einen geeignet montierten Infrarot-Abstandssensor erfaßt werden.

Bei dem Verfahren nach Anspruch 6 wird der veränderliche Abstand berücksichtigt, indem zu einem mittleren Wert des Abstandes des Radaufstandspunktes vom Radmittelpunkt eine vertikale Auslenkung des Radmittelpunktes addiert und/oder vertikale Komponenten von Fahrbahnebenheiten subtrahiert werden.

Dadurch können die Parameter in vergleichsweise einfacher Weise berücksichtigt werden. Es zeigt sich dabei eine Verbesserung der Signalgenauigkeit, wenn die Subtraktion der vertikalen Komponenten von Fahrbahnebenheiten zusätzlich zur Addition der vertikalen Auslenkung des Radmittelpunktes erfolgt.

Bei dem Verfahren nach Anspruch 7 wird bei der Bestimmung der Umfangsgeschwindigkeit des Rades die zeitliche Änderung der Verschiebung des Radaufstandspunktes zum Radmittelpunkt berücksichtigt.

Dabei hat sich gezeigt, daß realistischere Werte des Radschlupfes bestimmt werden können, wenn der Radschlupf größer ist als der Schlupf, bei dem die maximale Bremskraft vom Rad auf die Straße übertragen wird und wenn der Radschlupf abnimmt (einen negativen Gradienten aufweist). Insbesondere beim Übergang in den instabilen Bereich läßt sich damit also die Genauigkeit des Radschlupfsignales verbessern.

Bei dem Verfahren nach Anspruch 8 wird wenigstens eine der korrigierten Größen zur Bestimmung des Radschlupfes herangezogen.

Bei dem Verfahren nach Anspruch 9 wird bei der Bestimmung des Radschlupfes das die Fahrzeuggeschwindigkeit repräsentierende Signal entsprechend der Relativbewegung zwischen dem Radaufhängungspunkt und dem Fahrzeug berücksichtigt.

Hierbei zeigt sich eine Verbesserung des Radschlupfsignales bei einem Radschlupf, der kleiner ist als der Radschlupf, bei dem vom Rad die maximale Bremskraft auf die Straße übertragen wird.

Bei dem Verfahren nach Anspruch 10 wird die Relativbewegung zwischen dem Radaufhängungspunkt und dem Fahrzeug zu der Fahrzeuggeschwindigkeit addiert.

Dabei kann diese Größe wiederum einfach berücksichtigt werden.

Bei dem Verfahren nach Anspruch 11 werden die Größen gewonnen, indem neben dem Sensorsignal, mit dem die Umdrehungsgeschwindigkeit des Rades relativ zum Radträger noch der Bremsdruck und der Einfederweg bzw. diesen Meßgrößen entsprechende andere Meßgrößen berücksichtigt werden.

Dadurch können die entsprechenden Korrekturen mit einem vergleichsweise einfachen Meßaufwand durchgeführt werden. Insbesondere bei einem Fahrzeug mit einer elektrischen Bremsanlage, die unter dem Stichwort "brake by wire" bekannt ist, liegt das Signal des Bremsdruckes bzw. der Spannkraft bereits vor. Ebenso gilt dies beispielsweise für den Einfederweg bei einem Fahrzeug mit einer geregelten Federung oder auch einer beladungsabhängigen Verstellung der Scheinwerfer.

Ein Ausführungsbeispiel der Erfindung ist in der Zeichnung näher dargestellt. Es zeigen dabei:

Fig. 1 eine Darstellung der Horizontalbewegung des Rades aufgrund der Längsnachgiebigkeit der Radaufhängung,

Fig. 2 die axiale Verschiebung des Reifengürtels relativ zur starren Felge infolge der Bremskraft $F_{x,b}$,

Fig. 3 die Vertikalbewegung des Radmittelpunktes infolge von Radlastschwankungen,

Fig. 4 eine vereinfachte Darstellung von Radial- (RKS), Lateral- (LKS) und Tangentialkraftschwankungen (TKS),

Fig. 5 eine Darstellung einer Feder-Dämpferbein-Radaufhängung unter dem Einfluß einer Bremskraft,

Fig. 6 eine Darstellung einer Feder-Dämpferbein-Radaufhängung bei Einfederung der Vorderräder,

Fig. 7 ein vereinfachtes Modell der Feder-Dämpferbein-Radaufhängung und des Reifens,

Fig. 8 ein freigeschnittenes Vertikalmodell zur Bestimmung der Schnittkräfte mit gemessenen Kennlinien,

Fig. 9 ein freigeschnittenes Horizontalmodell zur Bestimmung der Schnittkräfte,

Fig. 10 den zeitlichen Verlauf der Bremskraft und des Schlupfes mit und ohne Berücksichtigung der Einflußgrößen,

Fig. 11 den μ -Schlupfverlauf mit und ohne Berücksichtigung der Einflußgrößen und

Fig. 12 eine Prinzipdarstellung der modellbasierten Kompensation.

Im folgenden werden die Einflüsse auf das Raddrehzahlsignal und den Schlupf im Fahrbetrieb beschrieben. Abgeleitet von den vorgestellten Störeinflüssen wird ein Verfahren zur Bestimmung eines verbesserten Schlupfwertes und eine Korrektur des Raddrehzahlsignals vorgestellt. Zur Erzeugung der benötigten Einflußgrößen erfolgt weiterhin eine Modellbildung der Radaufhängung und des Reifens anhand eines Viertelfahrzeugmodells. Die bei Versuchsfahrten bzw. statischen Messungen am Versuchsfahrzeug ermittelten, nichtlinearen Prozeßkoeffizienten sowie die Signale des Modells werden erläutert. Außerdem werden am Beispiel einer Fahrt mit Bremsmanöver der Schlupf und die μ -Schlupfkennlinie mit und ohne Korrektur durch das vorgestellte Verfahren dargestellt und diskutiert.

Bei der Bestimmung des Schlupfes wird zwischen dem Bremsschlupf und dem Antriebsschlupf unterschieden. Da die Störeinflüsse auf diese Größen ähnlich sind, soll im folgenden zur besseren Übersichtlichkeit nur der Bremsschlupf betrachtet werden.

Der absolute Bremsschlupf $\lambda_{x,b}$ ist definiert als das Verhältnis der Differenzgeschwindigkeit zwischen der Geschwindigkeit des Radaufstandspunktes v_a und der Umfangsgeschwindigkeit des Reifens v_r zur Geschwindigkeit im Radaufstandspunkt. Bei Geradeausbremsung folgt für den absoluten Bremsschlupf:

$$(1) \lambda_{x,b} = \frac{v_a - v_r}{v_a} = \frac{v_a - r_{dyn} \cdot \omega_r}{v_a}$$

wobei die Umfangsgeschwindigkeit des Reifens durch die Multiplikation des dynamischen Reifenhalmessers r_{dyn} mit der Winkelgeschwindigkeit des Rades ω_r ersetzt werden kann. Vereinfachungen bei der Schlupfberechnung stellen beispielsweise die Annahme eines konstanten Reifenhalmessers $r_{dyn} = r_0$ oder das Gleichsetzen der Geschwindigkeit im Radaufstandspunkt v_a mit der Fahrzeuggeschwindigkeit v_{kfz} dar. Um eine Verbesserung bei der Berechnung des Schlupfes zu erreichen, sollen demgegenüber erfindungsgemäß weitere Einflüsse bedingt durch die Radaufhängungs- und Reifendynamik berücksichtigt werden.

Anhand der Fig. 1 sollen die Einflüsse der Horizontalbewegung des Rades erläutert werden.

Durch Horizontal- bzw. Längsbewegungen oder Schwingungen des Rades können Drehfrequenzschwankungen entstehen, die sich auf das Raddrehzahlsignal ω auswirken. Der Freiheitsgrad des Radmittelpunktes in Längsrichtung ent-

steht durch eine elastische Lagerung (Gummilager) der Achsaufhängung am Fahrzeugaufbau. Diese nimmt harte Stöße auf, wie sie z. B. beim Bremsen oder Überfahren von Hindernissen auftreten, und trägt somit zum Fahrkomfort bei. Durch die Längsbewegung des Radmittelpunktes relativ zur Karosserie ändert sich aber die Geschwindigkeit der Radaufstandsfläche v_a , die zur Berechnung des Schlupfes benötigt wird. Um eine korrekte Berechnung des Schlupfes durchzuführen, muß die Geschwindigkeit des Radmittelpunktes dx_r/dt relativ zum Aufbau berücksichtigt werden. Die Geschwindigkeit v_a des Radaufstandspunktes erhält man somit durch Addition der Fahrzeuggeschwindigkeit v_{Kfz} und der des Radmittelpunktes dx_r/dt .

$$(2) v_a = v_{Kfz} + dx_r/dt.$$

Der Einfluß von dx_r/dt auf die Geschwindigkeit der Radaufstandsfläche v_a wird im wesentlichen durch den Verlauf der Bremskraft und die horizontalen Radaufhängungsparameter bestimmt.

Ein weiterer Einfluß, der bei der Schlupfberechnung berücksichtigt werden muß, ist die tangentielle Latsch- bzw. Gürtelgeschwindigkeit des Reifens relativ zur Felge. Diese Verhältnisse lassen sich anhand der Fig. 2 verdeutlichen. Diese Geschwindigkeit entsteht durch die Verdrehung des über die elastische Karkasse mit der Felge verbundenen, sehr steifen Reifenstahlgürtels als Folge von an der Radaufstandsfläche angreifenden Kräften. Der daraus resultierende tangentielle Geschwindigkeitsanteil im Radaufstandspunkt dx_g/dt wird somit vom Raddrehzahlsensor nicht erfaßt und kann daher bei der Berechnung des Schlupfes zusätzlich zur Umfangsgeschwindigkeit v_r des Reifens vorteilhaft berücksichtigt werden.

Unter Berücksichtigung der Reifendeformation ergibt sich mit der gemessenen Raddrehzahl ω folgender Zusammenhang für die Raddrehgeschwindigkeit:

$$(3) v_r = r_{dyn} \cdot \omega - (dx_g/dt - dx_r/dt)$$

Im folgenden sollen die Einflüsse der Vertikalbewegung anhand von Fig. 3 erläutert werden.

Für die Berechnung der Raddrehgeschwindigkeit v_r aus dem Drehzahlsensorsignal ω wird der dynamische Reifenhalbmesser r_{dyn} benötigt. Dieser Radius ändert sich während der Fahrt aufgrund von Radlastschwankungen ständig, was anhand von Fig. 3 erläutert werden soll. Radlastschwankungen können einerseits aus fahrbahnseitiger Anregung, andererseits aus fahrzeugseitiger Anregung resultieren. Fahrbahnseitige Anregungen werden durch Unebenheiten der Fahrbahn hervorgerufen. Anregungen durch das Fahrzeug entstehen bei den jeweiligen Fahrmanövern wie Bremsen, Beschleunigen, Lenken oder durch Einflüsse von Fahrzeugkomponenten, wie Radunwuchten und Reifenungleichförmigkeiten.

Fahrmanöver haben zunächst Kräfte an den Radaufstandspunkten in longitudinaler oder lateraler Richtung zur Folge. Diese verursachen aufgrund der Trägheit des Aufbaus eine Nick- bzw. Wankbewegung des Fahrzeuges. Solche Aufbau-bewegungen, und die daraus resultierende Einfederung bewirken eine Veränderung der dynamischen Radlast und damit des dynamischen Reifenhalbmessers r_{dyn} . Radunwuchten und Reifenungleichförmigkeiten können einerseits im Fahrbetrieb (Bremsplatten, verlorene Gewichte, Bordsteinüberfahrt etc.) oder schon bei der Reifenproduktion entstehen. Beim Zusammenfügen der vielen Einzelkomponenten eines Reifens in der Reifenfertigung treten leicht Abweichungen von der Idealgestalt auf, wodurch Dickenschwankungen, Massenschwankungen und Steifigkeits- sowie Dämpfungsschwankungen entstehen. Diese verursachen neben Unwuchten auch Längs-, Quer-, und Radialkraftschwankungen aufgrund unterschiedlicher Massen- und Steifigkeitsverteilungen am Reifenumfang, die in Fig. 4 erläutert sind. Fig. 4 zeigt eine vereinfachte Darstellung von Radial- (RKS), Lateral- (LKS) und Tangentialkraftschwankungen (TKS).

Die aus Reifenungleichförmigkeiten resultierenden Störkräfte führen zu einer fahrzeugseitigen Schwingungsanregung. Fig. 4 zeigt vereinfacht für einen Umlauf eines Reifens die Entstehung und die Verläufe von Radial-, Lateral-, und Tangentialkraftschwankungen.

Aufgrund der Elastizität des Reifens führen die genannten fahrbahnseitig und fahrzeugseitig angeregten Kraftschwankungen zu einer Änderung der dynamischen Radaufstandskraft und damit zu einer Änderung des dynamischen Reifenhalbmessers r_{dyn} .

Die Messung dieses dynamischen Reifenradius ist im Fahrbetrieb jedoch nur sehr schwer und kostenaufwendig möglich (z. B. Infrarot-Abstandssensor). Bekannte Systeme gehen daher zur Vereinfachung von einem konstanten Reifenradius $r_{dyn} = r_0$ aus. Dies führt jedoch zu einer Verfälschung der ermittelten Raddrehgeschwindigkeit. Zur Berechnung des Schlupfes kann vorteilhaft die Radiusänderung des Reifens aufgrund von Radlastschwankungen berücksichtigt werden. Der dynamische Reifenhalbmesser setzt sich dann aus einem statischen Halbmessers r_0 sowie einem dynamischen Anteil durch die Vertikalbewegung des Radmittelpunktes z_r sowie den Fahrbahnunebenheiten h_f zusammen, wie dies in Fig. 3 dargestellt ist.

$$(4) r_{dyn} = r_0 + z_r - h_f$$

Es hat sich gezeigt, daß bei Geschwindigkeitsänderungen bis 150 km/h eine Änderung des statischen Halbmessers r_0 aufgrund der Steifigkeitsänderung des Gürtelreifens zu vernachlässigen ist.

Im folgenden sollen die Einflüsse der Verdrehung des Radträgers anhand von Fig. 5 erläutert werden.

Von entscheidender Bedeutung für die Brauchbarkeit des Raddrehzahlsignals ist der Einbauort des Sensors sowie die Radaufhängungs kinematik. Der Drehzahlsensor mißt die Differenz zwischen der Absolutdrehung des Rades und der des Radträgers. Da der Sensor in der Regel am Radträger befestigt ist, muß sich dessen Lage im Raum als Bezugsgröße eignen. Dies ist nicht für alle Achskonstruktionen ausreichend gegeben. Je nach Achskinematik verdreht sich der Radträger bei der Einfederung oder dem Einfluß des Bremsmomentes. Diese Verdrehung bewirkt, daß der Sensor eine Geschwindigkeit mißt, die am Rad nicht tatsächlich auftritt. Das Drehzahlsignal und somit auch der daraus bestimmte Schlupf wird dadurch verfälscht. Eine Achskonstruktion ist somit für den Einbau des Drehzahlsensors am Radträger nur dann geeignet, wenn an diesem bei allen Fahrzuständen nur eine geringe bzw. gar keine Eigendrehbewegung, also Änderung des

Nachlaufwinkels $\Delta\tau$ entsteht.

Fig. 5 zeigt das Verhalten einer Feder-Dämpferbein-Radaufhängung mit schrägstehendem Federbein unter dem Einfluß der Bremskraft $F_{x,b}$. Das radführende Feder-Dämpferbein ist im Dorf gelenkig gelagert und mit dem Achsschenkel (1) fest verbunden. Infolge des Bremsmomentes erfolgt eine Verschiebung des Achsschenkels und damit des Radmittelpunktes von (1) nach (2) um den Betrag x_r . Der Radträger dreht sich dabei um den Winkel $\Delta\tau_e$, der den ursprünglichen Nachlaufwinkel τ verkleinert. Die Winkelbewegung $\Delta\tau_e$ überlagert sich bei der Messung mit einem Differenzbewegungssensor der Raddrehung und verfälscht deren Wert.

Zur Korrektur des Raddrehzahlsignals wird folgender formelmäßiger Zusammenhang betrachtet:

Unter der Annahme kleiner Auslenkungen $\Delta\tau_e$ (zulässig bei üblichen Pkw, $x_{r,max} \ll l_{om}$) gilt:

$$(5) x_r \approx l_{om} \cdot \Delta\tau_e, \text{ mit } l_{om} = l_0 + \Delta z$$

wobei l_{om} bei Vernachlässigung der Winkelstellung des Feder-Dämpferbeins die wirksame Länge des Feder-Dämpferbeins darstellt. Durch Differentiation und Freistellen von $\Delta\tau_e$ ergibt sich:

$$(6) d(\Delta\tau_e)/dt = (dx_r/dt)/l_{om}$$

Für das korrigierte Raddrehzahlsignal ω_{korr} erhält man mit der gemessenen Raddrehzahl ω :

$$(7) \omega_{korr} = \omega - (dx_r/dt)/l_{om}$$

Bei der Feder-Dämpferbein-Radaufhängung mit schrägstehendem Federbein nach Fig. 6 bewegt sich beim Einfedern der Punkt (1) parallel zur Drehachse nach (3) und schiebt das im Dom befestigte Federbein zusammen. Der Abstand vom Dom zum Punkt (1) wird beim Einfedern verkürzt bzw. beim Ausfedern verlängert. Hierbei erfolgt eine Drehung um den Winkel $\Delta\tau_k$, wodurch eine Verfälschung des Raddrehzahlsignals verursacht wird.

Da das Fahrzeug während des Bremsvorgangs aufgrund der dynamischen Achslastverlagerung vorne einfedert, kommt es zur Überlagerung beider Eigendrehbewegungen, wobei $\Delta\tau_k$ entgegengesetzt zu $\Delta\tau_e$ wirkt. $\Delta\tau_k$ ist gering und kann gegenüber $\Delta\tau_e$ vernachlässigt werden. Achskonstruktionen, bei denen der Radträger nur geringe Drehbewegungen ausführt, sind z. B. die doppelte Querlenkerachse bei entsprechender steifer Konstruktion und Feder-Dämpferbein-Achsen. Die Längslenkerachse und die Mehrlenkerachse dagegen sind problematisch.

Unter Berücksichtigung aller Einflüsse sowie der daraus resultierenden Zusammenhänge nach den vorgenannten Gl. (2) bis Gl. (7) läßt sich die erweiterte Schlupfformel nach Gl. (1) letztendlich wie folgt aufstellen:

$$(8) \lambda_{x,b}(v_{kfz}, \omega, r_0, dx_r/dt, dx_g/dt, z_r) = \frac{v_a - v_r}{v_a} =$$

$$\frac{v_{kfz} + dx_r/dt - (r_0 + z_r - h_f) * (\omega - (dx_r/dt)/l_{om}) + (dx_g/dt - dx_r/dt)}{v_{kfz} + dx_r/dt} =$$

$$\frac{v_{kfz} - (r_0 + z_r - h_f) * (\omega - (dx_r/dt)/l_{om}) + dx_g/dt}{v_{kfz} + dx_r/dt}$$

Die Bestimmung der benötigten kinematischen Einflußgrößen zur Berechnung des Schlupfes nach Gl. (8) kann zum einen durch Messungen, zum anderen durch Simulation erfolgen.

Im folgenden soll ein Verfahren beschrieben werden, mit dem die fehlenden Größen modellgestützt aus am Fahrzeug leicht meßbaren und bereits verfügbaren Signalen berechnet werden können. Als Modelleingang werden daher die gemessene Raddrehzahl ω , der Federweg Δz und der Bremsdruck p_{hyd} gewählt (die beiden ersteren sind bei Fahrzeugen mit ABS bzw. Fahrwerkregelung oder automatische Leuchtweitenregulierung bereits vorhanden, der Bremsdruck ist leicht meßbar, bzw. steht bei brake-by-wire Systemen direkt oder bei vollelektrischen brake-by-wire Systemen als Spannkraft zur Verfügung). Um eine hohe Genauigkeit bei der Modellierung zu erreichen, ist es notwendig, die nichtlinearen Eigenschaften der einzelnen Parameter von Radaufhängung und Reifen möglichst genau abzubilden. Eine Verbesserung des Rechenmodells läßt sich außerdem durch Berücksichtigung der Geometriedaten der verwendeten Radaufhängung sowie durch die Modellierung von Reibungseffekten der Lager und Massenkoppeleffekten erzielen. Diese Geometriedaten sind aus dem Stand der Technik bekannt.

Bei der im folgenden modellierenden Radaufhängung handelt es sich um die Feder-Dämpferbein Vorderradaufhängung eines BMW 318i Typ E36, wobei die Modellbildung für den Fall der Geradeausbremsung auf ebener Fahrbahn erfolgt. Eine fahrbahnseitige Anregung durch Bodenwellen, Schlaglöcher o.a. wird bei der Modellierung zunächst nicht berücksichtigt ($h_f = 0$). Fig. 7 zeigt das Gesamtmodell der Radaufhängung und des Reifens mit zwei translatorischen und einem rotatorischen Freiheitsgrad.

Das vertikaldynamische Verhalten wird entscheidend durch den Stoßdämpfer, die Feder und den Reifen bestimmt. Bei den Steifigkeiten und Dämpfungen c_{az} , d_{az} , c_{rz} , d_{rz} sowie der anteiligen Aufbaumasse m_a handelt es sich um zeitvariante

Größen. Die reifengefederte Masse m_r kann als konstant angenommen werden. Da unterschiedliche Teilmassen bei horizontalen bzw. vertikalen Schwingungen des Rades beschleunigt werden, wird zwischen horizontalen m_{rx} und vertikalen reifengefederten Massen m_{rz} unterschieden. Das dynamische Verhalten des Zweimassenschwingers läßt sich aus den Bilanzgleichungen der an Aufbau und Rad angreifenden Kräfte ableiten. Bezüglich des in **Bild 8** bzw. **Bild 9** dargestellten Koordinatensystems folgt für die Bilanzgleichungen des Aufbaus und des Reifens:

Aufbau:

$$(9) m_a \cdot (d^2 z_a / dt^2 + g) = F_{caz,stat} + F_{caz,dyn} + F_{daz} - F_{a,dyn}, F_{caz,stat} + F_{caz,dyn} = F_{caz}$$

Rad:

$$(10) m_{rz} \cdot (d^2 z_r / dt^2 + g) = -F_{caz} - F_{daz} + F_{N,dyn} + F_{N,stat}, F_{N,dyn} + F_{N,stat} = F_N$$

$$(11) F_{caz,stat} = m_a \cdot g, F_{N,stat} = (m_a + m_{rz}) \cdot g$$

F_{caz} und F_{daz} stellen hierbei die Feder- bzw. Dämpferkraft des radführenden Feder-Dämpferbeins dar. Die dynamische Radaufstandskraft $F_{N,dyn}$ wirkt in Normalrichtung und charakterisiert die im Reifenlatsch angreifende Kraft. Hierbei wird der vertikale Anteil der Gürtel- bzw. Karkassenmasse m_{rg} vernachlässigt, da im Gegensatz zur Horizontalrichtung nur die reifengefederten Massen m_{rz} beschleunigt werden. $F_{a,dyn}$ wird durch Fahrmanöver wie z. B. Bremsen, Lenken o. ä. verursacht und berücksichtigt die dadurch verursachte Massenänderung von m_a . Insbesondere beim Bremsvorgang ist diese Kraft auf das fahrzeugseitige Nicken zurückzuführen. Durch die statischen Anteile der Federkraft $F_{caz,stat}$ und der Radaufstandskraft $F_{N,stat}$ wird der Arbeitspunkt festgelegt, um den die dynamischen Größen ausgelenkt werden.

Daß diese Kräfte nicht in einer vertikalen Achse, sondern um bestimmte Abstände und Winkel versetzt wirken, kann in den Gleichungen in Form von Maßstabsfaktoren berücksichtigt werden. Diese Vorgehensweise ist aus dem Stand der Technik bekannt. Diese Maßstabsfaktoren sollen aus Gründen der Übersichtlichkeit hier nicht mitgeführt werden. Die Differentialgleichung zur Abbildung der vertikalen Radbewegung läßt sich mit Hilfe der am Versuchsfahrzeug gemessenen nichtlinearen Kennlinien, sowie dem Federweg wie folgt für den Arbeitspunkt angeben.

$$(12) m_{rz} \cdot d^2 z_r / dt^2 + F_{crz}(z_r) + F_{drz}(dz_r / dt) = -F_{caz}(\Delta z) - F_{daz}(d(\Delta z) / dt) = F_{fd}$$

Fig. 8 zeigt Kennlinien, die die Feder sowie den Reifen beschreiben. Ebenso sind in einem Modell die Kräfte im einzelnen dargestellt.

Ausgehend von **Fig. 9** wird zur Beschreibung der Längsbewegungen des Radmittelpunktes sowie der Längsnachgiebigkeit des Reifens von einem gekoppelten Zweimassenschwingersystem ausgegangen.

Die Längssteifigkeit der Radaufhängung sowie die Deformationseigenschaft des Reifens, z. B. unter Einwirkung einer Bremskraft, in Längsrichtung werden durch nichtlineare Feder-Dämpfer-Systeme beschrieben. Zur Bestimmung der Steifigkeiten können statische Messungen an einem Versuchsfahrzeug durchgeführt werden. Die horizontale Reifenauslenkung kann dabei durch den Relativweg zwischen Reifengürtel und einem Punkt des starren Radkörpers bestimmt werden, der aus der tangentialen Deformation der Karkasse resultiert. Die Dämpfungen können mittels Spektralschätzung auf der Basis eines autoregressiven Modells mit gemessenen Signalen aus Versuchsfahrten ermittelt werden. Dies ist aus dem allgemeinen Stand der Technik bekannt.

Der größte Teil der Radmasse (Felge und Anteile der Karkasse) ist in der reifengefederten Masse m_{rx} zusammengefaßt und

– ein geringer Massenanteil m_{rg} (Stahlgürtel und Anteile der Karkasse) wirkt im Bereich der Radaufstandsfläche und somit im unteren Bereich des Gürtels.

Diese Massen lassen sich beispielsweise wiegen oder aus Angaben des Fahrzeugherstellers bzw. Komponentenherstellers entnehmen. Die bei der horizontalen Bewegung rotatorisch beschleunigten Trägheiten des Gürtels und der Felge wurden auf die Massen m_{rx} und m_{rg} umgerechnet. Zur Modellierung des dynamischen Verhaltens der Radaufhängung sowie des Reifens in Längsrichtung werden ausgehend von **Fig. 8** die Bilanzgleichungen des Schwingungssystems aufgestellt. Durch Freischneiden des Systems erhält man für das Kräftegleichgewicht in Richtung x_r bzw. x_g :

Radaufhängung:

$$(13) m_{rx} \cdot d^2 x_r / dt^2 = F_{crx} + F_{drx} - F_{x,f}$$

Karkasse:

$$(14) m_{rg} \cdot d^2 x_g / dt^2 = F_{crk} + F_{drk} - F_{x,b}$$

Ferner gilt:

$$(15) F_{crx} + F_{drx} = -c_{rx} \cdot x_r - d_{rx} \cdot dx_r / dt$$

sowie

$$(16) F_k = F_{crk} + F_{drk} = c_{rk} \cdot (x_r - x_g) + d \cdot (dx_r / dt - dx_g / dt)$$

wobei c_{rx} bzw. d_{rx} nichtlineare Größen der Radaufhängung und c_{rk} bzw. d_{rk} der Karkasse darstellen. Die Kraft $F_{x,f}$ läßt sich über die Momentenbilanz um den Befestigungspunkt des Feder-Dämpferbeins "0" aus der am Reifenlatsch angreifenden Kraft F_k bestimmen (s. Fig. 9):

$$(17) F_{x,f} = \frac{l_{om} \cdot r_{dyn}}{l_{om}} \cdot F_k$$

mit $l_{om} = l_0 + \Delta_z$ und $r_{dyn} = r_0 + z_r$.

Die horizontalen Ausgangsgrößen lassen sich unter Verwendung der gemessenen Kennlinien und Eingangsgrößen mit folgendem gekoppelten Differentialgleichungssystem berechnen:

Radaufhängung:

$$(18) m_{rx} \cdot d^2x_r/dt^2 = F_{crx}(x_r) + F_{drx}(dx_r/dt) - \frac{l_{om} + r_{dyn}}{l_{om}} \cdot F_k(x_r, dx_r/dt, x_g, dx_g/dt)$$

Karkasse:

$$(19) m_{rg} \cdot d^2x_g/dt^2 = F_k(x_r, dx_r/dt, x_g, dx_g/dt) - F_{x,b}(d\omega/dt, p_{hyd}).$$

Als Anregung für das Modell eignet sich die im Reifenlatsch angreifende Bremskraft $F_{x,b}$. Ist diese bekannt, lassen sich alle Größen des Horizontalmodells simulieren. Aus der Momentenbilanz um den Radmittelpunkt ist jedoch nur eine Rekonstruktion der Karkassenkraft F_k möglich (vgl. Fig. 7 und Fig. 9):

$$(20) \Theta_r \cdot d\omega/dt = r_{dyn} \cdot F_k - M_b$$

wobei Θ_r dem zusammengefaßten Trägheitsmoment der rotatorisch bewegten Massen (Reifen und Felge), $d\omega/dt$ der Winkelbeschleunigung des Rades und M_b dem Bremsmoment entsprechen. Mit der für den Bremsvorgang zulässigen Annahme:

$$(21) m_{rg} \cdot d^2x_g/dt^2 \ll F_k \rightarrow F_{x,b} \approx F_k$$

folgt für die gesuchte Anregung des Modells $F_{x,b}$:

$$(22) F_{x,b} \approx \frac{M_b + \Theta_r \cdot d\omega/dt}{r_{dyn}}$$

Die Winkelbeschleunigung $d\omega/dt$ des Rades kann unmittelbar aus dem gemessenen Raddrehzahlensignal durch einmalige Differentiation gewonnen werden. Bei $r_{dyn} = r_0 + z_r$ und Θ_r handelt es sich um bekannte Größen. Mit dem gemessenen Bremsdruck p_{hyd} läßt sich schließlich das Bremsmoment M_b nach folgendem Zusammenhang bestimmen

$$(23) M_b = r_b \cdot F_{u,b} = r_b \cdot 2 \cdot \mu_b \cdot p_{hyd} \cdot A_k$$

wobei $F_{u,b}$ die Umfangskraft zwischen Bremsbelag und Brems Scheibe und r_b den effektiven Bremsradius darstellen. Die Umfangskraft $F_{u,b}$ erhält man durch Multiplikation des Reibwertes μ_b zwischen den beiden Bremsbelägen (Faktor 2) und der Brems Scheibe, dem Bremsdruck p_{hyd} sowie der wirksamen Kolbenfläche A_k des hydraulischen Bremszylinders (8). Der Reibwert μ_b ist im allgemeinen zeitvariant. Für die Simulation wurde ein Mittelwert gewählt. Eine Rekonstruktion der Bremskraft kann somit mit den Eingangssignalen Raddrehzahl und Bremsdruck erfolgen. Mit Gl. 22 und Gl. 23 folgt schließlich für die Horizontalanregung:

$$(24) F_{x,b}(d\omega/dt, p_{hyd}) \approx \frac{\Theta_r \cdot d\omega/dt + r_b \cdot 2 \cdot \mu_b \cdot p_{hyd} \cdot A_k}{r_{dyn}}$$

Bei Versuchen wurden Ergebnisse dieses Modells mit Messungen der entsprechenden Größen verglichen. Dabei zeigte sich eine gute Übereinstimmung der berechneten Größen mit den jeweiligen gemessenen Größen. Im folgenden sollen dazu noch einige ergänzende Erklärungen gegeben werden. Zu diesem Zweck wird der Schlupf mit und ohne Kompensation der beschriebenen dynamischen Einflüsse dargestellt.

In Fig. 10 sind die zeitlichen Verläufe der Bremskraft $F_{x,b}$ sowie der korrigierte und der unkorrigierte Schlupf $\lambda_{x,b}$ auf-

getragen. Die dargestellten Signalverläufe in Fig. 10 ergeben sich aus Gl. (8), Gl. (24) und Gl. (25).

$$(25) \lambda_{x,b}(v_{Kfz}, \omega, r_0) = \frac{v_{Kfz} - r_0^* \omega}{v_{Kfz}}$$

Im Bereich 1 wird die Korrektur hauptsächlich durch die Berücksichtigung der horizontalen Radmittelpunktgeschwindigkeit dx_e/dt erreicht. Der Bereich 2 zeigt ebenfalls einen deutlichen Unterschied zwischen den beiden Schlupfberechnungsarten. Hier ist der Radmittelpunkt bereits wieder in Ruhe. Die Korrektur ist in diesem Bereich auf die Berücksichtigung der Veränderung des dynamischen Reifenradius r_{dyn} durch das Einnicken des Fahrzeuges zurückzuführen. Im Bereich 3 zeigt der unkorrigierte Schlupf starke Schwingungen, die sogar in den negativen Schlupfbereich ausschlagen, obwohl noch Bremskraft vorhanden ist. Durch die Korrektur, die in diesem Bereich hauptsächlich durch die Berücksichtigung der Radmittelpunktgeschwindigkeit dx_e/dt und der Gürtelgeschwindigkeit dx_g/dt erreicht wird, ist eine deutliche Glättung und eine Verschiebung der Schlupfkurve in den positiven und damit plausiblen Bereich zu erkennen.

Durch Auftragen des Kraftschlußbeiwertes $\mu_{x,b}$ über den Schlupfverläufen aus Fig. 10 erhält man den in Fig. 11 aufgetragenen μ -Schlupfverlauf.

Der Kraftschlußbeiwert ergibt sich hierfür aus

$$(26) \mu_{x,b} = \frac{F_{x,b}}{F_N}$$

wobei sich F_N mit Hilfe von Gl. (10) bis (12) berechnen läßt. Die Bereiche deutlicher Korrektur aus Fig. 10 sind hier ebenfalls gekennzeichnet. Bereich 1 findet sich bei dieser Darstellungsform in der Verschiebung der aufsteigenden Schlupfkurve ($\lambda_{x,b} \leq 6\%$) hin zu größeren Schlupfwerten wieder. Die dargestellten Kennlinien zeigen eine wesentliche Verbesserung des Verlaufs im Sinne einer Annäherung an einen optimalen μ -Schlupfverlauf durch Berücksichtigung der in dieser Arbeit vorgestellten dynamischen Vorgänge bei der Berechnung des Schlupfes. Die Hysterese wird stark vermindert und es ist eine deutliche Glättung des Verlaufs zu erkennen.

Fig. 12 zeigt eine Übersichtsdarstellung des Modells. Dabei werden als Meßgrößen der Bremsdruck p_{hyd} , der Einfederweg Δz und die gemessene Raddrehzahl ω verwendet. Daraus können mittels der Gleichungen 24, 12, 18 und 19 die anderen Größen bestimmt werden, die zur Berechnung des Radschlupfes nach Gl. 8 benötigt werden. Es kann somit also ein korrigiertes Raddrehzahlsignal und ein korrigierter Schlupf des Rades gewonnen werden.

Durch Messung des Bremsdruckes kann unter Berücksichtigung weiterer fahrzeugabhängiger, aber konstanter Größen nach Gleichung 24 die Bremskraft bestimmt werden. Es ergibt sich dann (über den Einfluß von z_r auf r_{dyn}) ein gekoppeltes Differentialgleichungssystem aus den Gleichungen 12 und 18. Diese Gleichungen sind lösbar, da die jeweiligen Größen entweder anhand von Kennlinien bestimmt werden können (F_{crz} , F_{caz} , F_{daz} , F_{crx}) oder mittels Spektralschätzung der Parameter (F_{drz} , F_{drx}). Der Einfederweg Δz wird gemessen. Damit lassen sich dann also z_r , dx_e/dt und dx_g/dt bestimmen.

Patentansprüche

1. Verfahren zur Bestimmung eines Raddrehzahlsignals unter Verwendung eines Sensorsignales, mit dem die Umdrehungsgeschwindigkeit des Rades relativ zu einem Bezugspunkt des Radträgers ermittelt wird, **dadurch gekennzeichnet**, daß das Raddrehzahlsignal gewonnen wird, indem bei der Auswertung des Sensorsignales eine Relativbewegung zwischen dem Radaufhängungspunkt und dem Fahrzeug berücksichtigt wird (dx_e/dt).
2. Verfahren nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das Raddrehzahlsignal gewonnen wird, indem ein Einfedern des Fahrzeugrades berücksichtigt wird (Δz).
3. Verfahren nach Anspruch 1 und 2, dadurch gekennzeichnet, daß das Raddrehzahlsignal gewonnen wird, indem zu der durch den Sensor ermittelten Umdrehungsgeschwindigkeit des Rades relativ zum Radträger ein Term addiert wird, der proportional ist zur Geschwindigkeit des Radmittelpunktes relativ zum Fahrzeug in horizontaler Richtung und umgekehrt proportional zur Federbeinlänge ($(dx_e/dt)/l_{om}$).
4. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß das Raddrehzahlsignal gewonnen wird, indem bei der Auswertung der durch den Sensor ermittelten Umdrehungsgeschwindigkeit des Rades relativ zum Radträger als weitere Größen der Bremsdruck und der Einfederweg des Rades ($p_{hyd}, \Delta z$) bzw. diesen weiteren Größen entsprechende andere Größen berücksichtigt werden.
5. Verfahren insbesondere nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß aus dem Raddrehzahlsignal unter Berücksichtigung eines veränderlichen Abstandes des Radaufstandspunktes vom Radmittelpunkt ein die Umfangsgeschwindigkeit des Rades repräsentierendes Signal gewonnen wird bzw. aus der Umfangsgeschwindigkeit des Rades unter Berücksichtigung eines veränderlichen Abstandes des Radaufstandspunktes vom Radmittelpunkt ein die Raddrehzahl repräsentierendes Signal, wobei bei dem veränderlichen Abstands eine Vertikalbewegung des Rades und/oder Unebenheiten der Fahrbahn berücksichtigt werden (z_r, h_f).
6. Verfahren nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß der veränderliche Abstand berücksichtigt wird, indem zu einem mittleren Wert des Abstandes des Radaufstandspunktes vom Radmittelpunkt eine vertikale Auslenkung des Radmittelpunktes addiert und/oder vertikale Komponenten von Fahrbahnebenheiten subtrahiert werden (z_r, h_f).
7. Verfahren insbesondere nach Anspruch 5 oder 6, dadurch gekennzeichnet, daß bei der Bestimmung der Umfangsgeschwindigkeit des Rades die zeitliche Änderung der Verschiebung des Radaufstandspunktes zum Radmit-

telpunkt berücksichtigt wird (dx_g/dt).

8. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 7, dadurch gekennzeichnet, daß wenigstens eine der korrigierten Größen zur Bestimmung des Radschlupfes herangezogen wird.

9. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 8, dadurch gekennzeichnet, daß bei der Bestimmung des Radschlupfes das die Fahrzeuggeschwindigkeit repräsentierende Signal entsprechend der Relativbewegung zwischen dem Radaufhängungspunkt und dem Fahrzeug berücksichtigt wird (dx_r/dt). 5

10. Verfahren nach Anspruch 9, dadurch gekennzeichnet, daß die Relativbewegung zwischen dem Radaufhängungspunkt und dem Fahrzeug zu der Fahrzeuggeschwindigkeit addiert wird (dx_r/dt).

11. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 10, dadurch gekennzeichnet, daß die Größen gewonnen werden, indem neben dem Sensorsignal, mit dem die Umdrehungsgeschwindigkeit des Rades relativ zum Radträger noch der Bremsdruck und der Einfederweg bzw. diesen Meßgrößen entsprechende andere Meßgrößen berücksichtigt werden ($P_{hyd}, \Delta z$). 10

Hierzu 8 Seite(n) Zeichnungen

15

20

25

30

35

40

45

50

55

60

65

- Leerseite -

Fig. 1

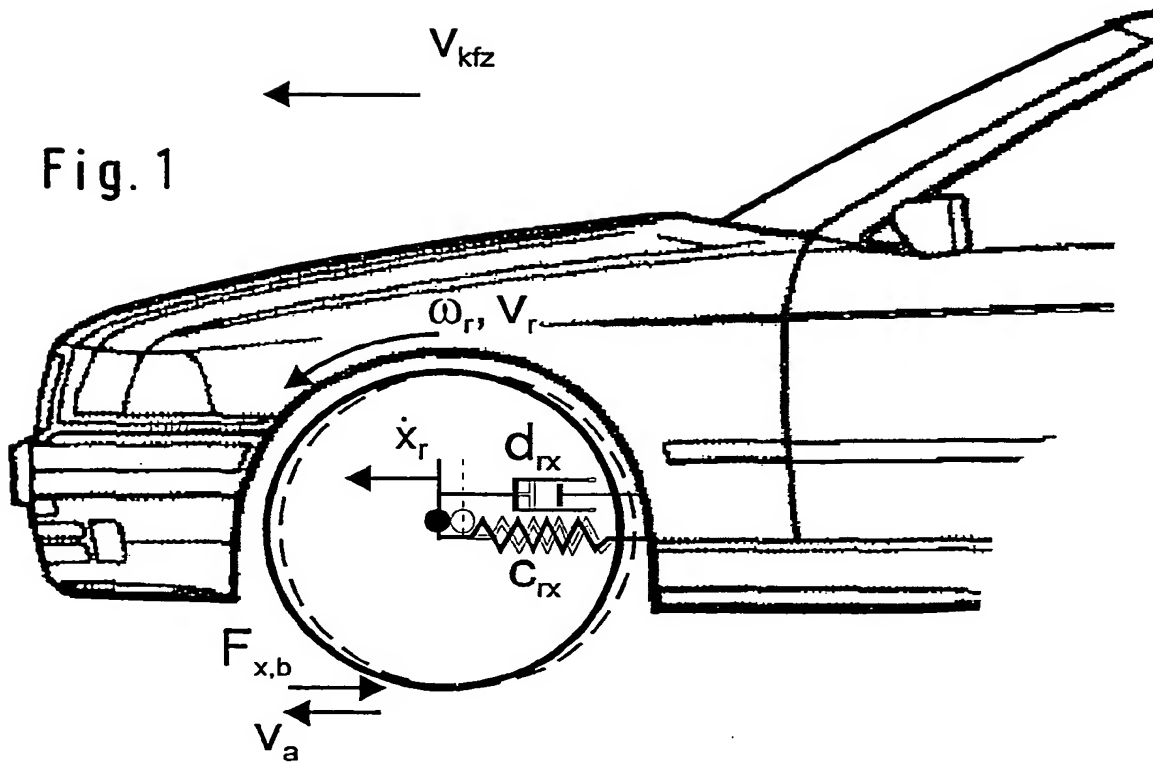


Fig. 2

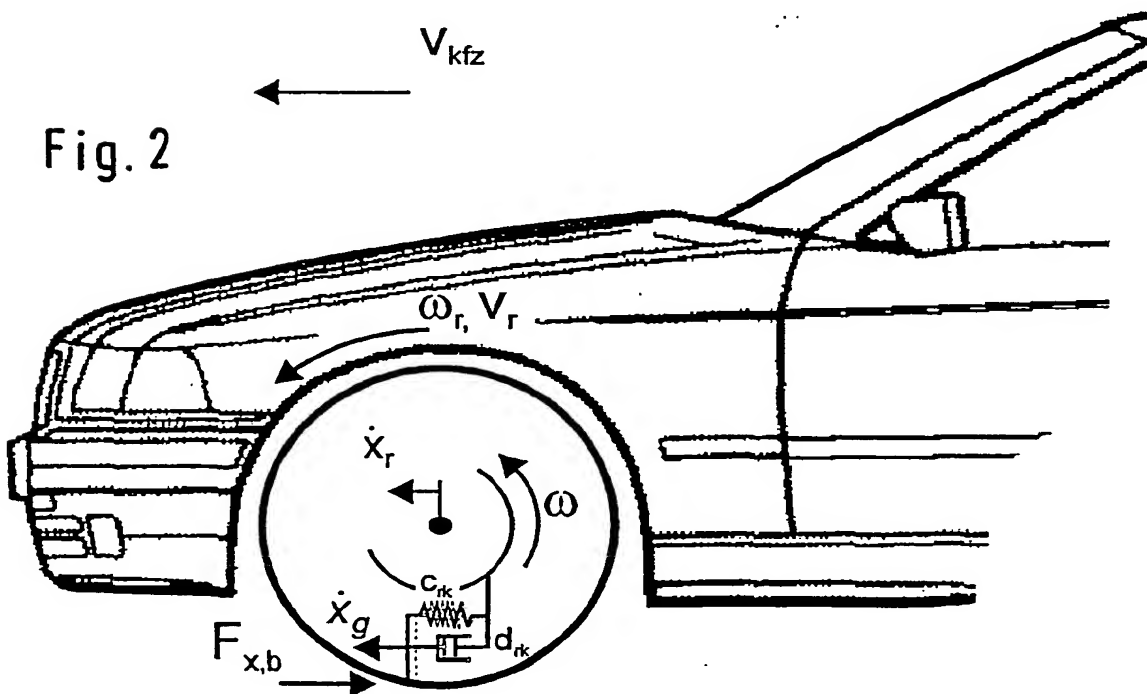


Fig. 3

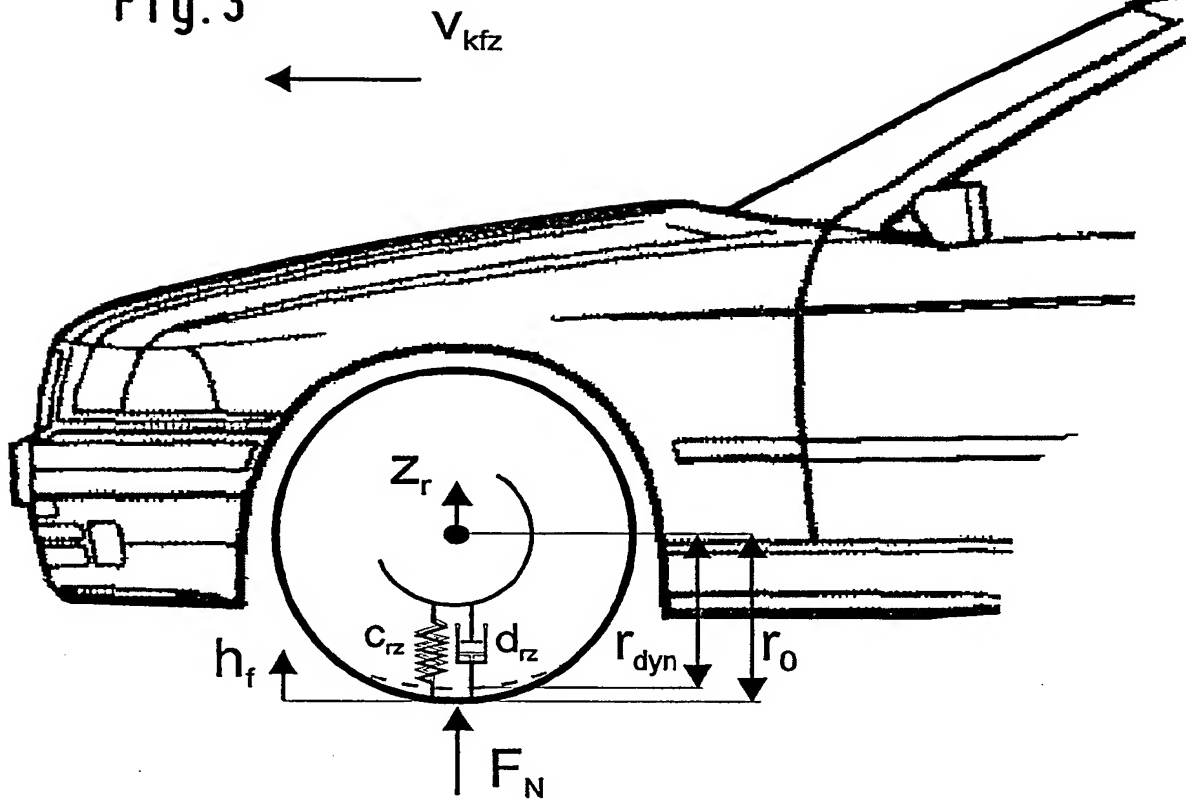


Fig. 4

Latschmassendefekt (LMD)

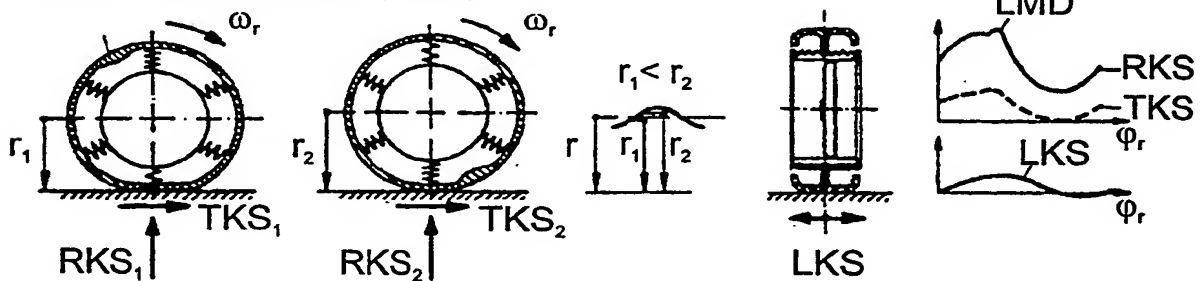


Fig. 5

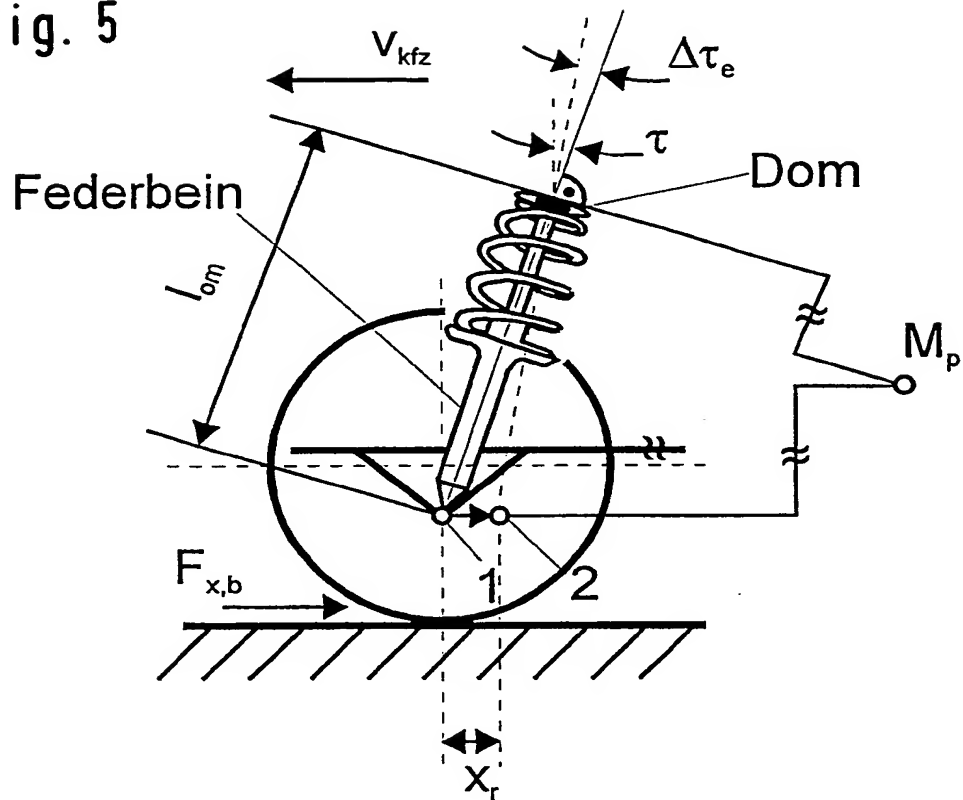
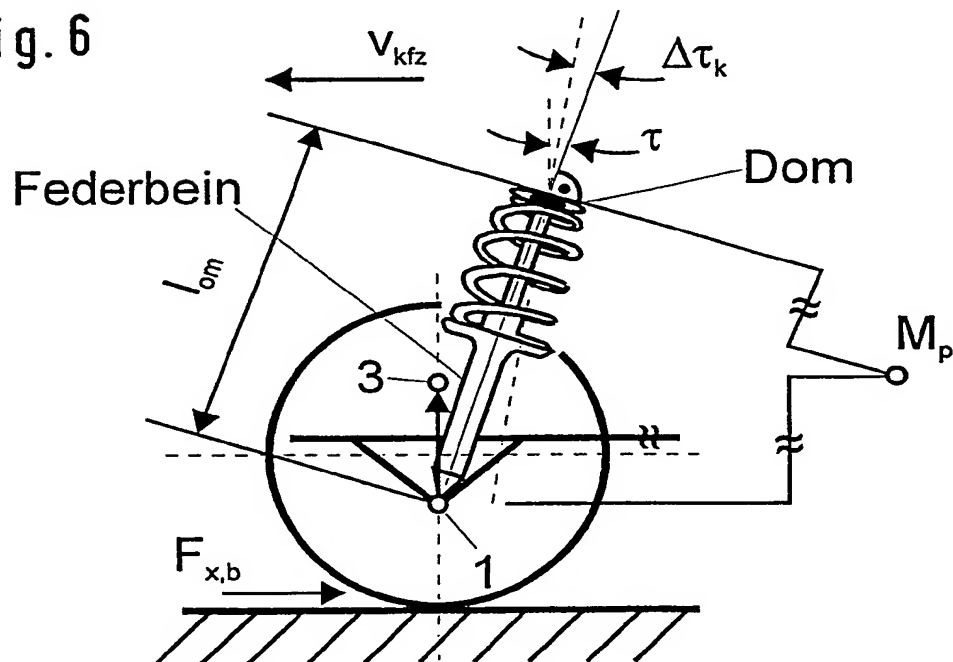


Fig. 6



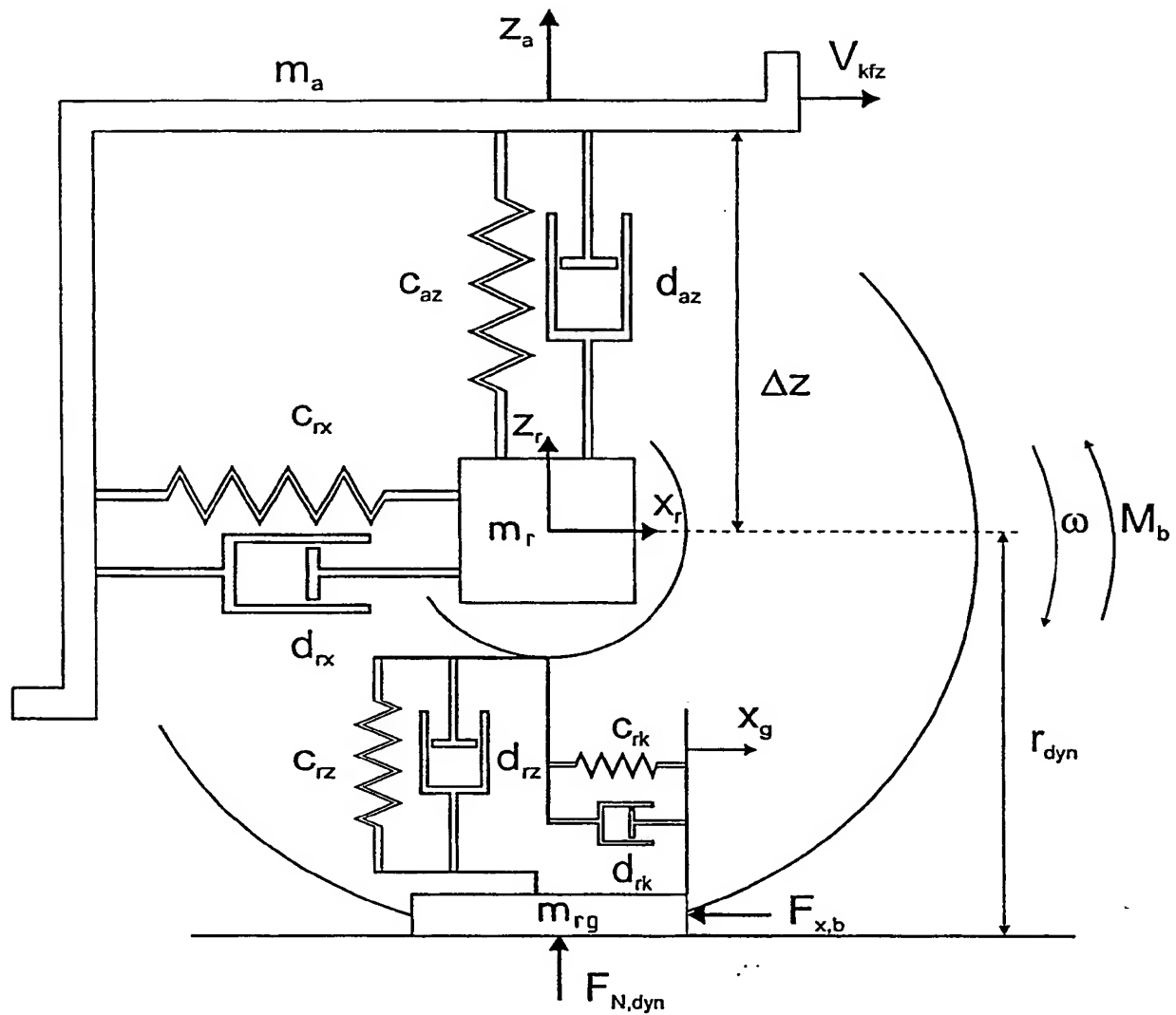


Fig. 7

Fig. 8

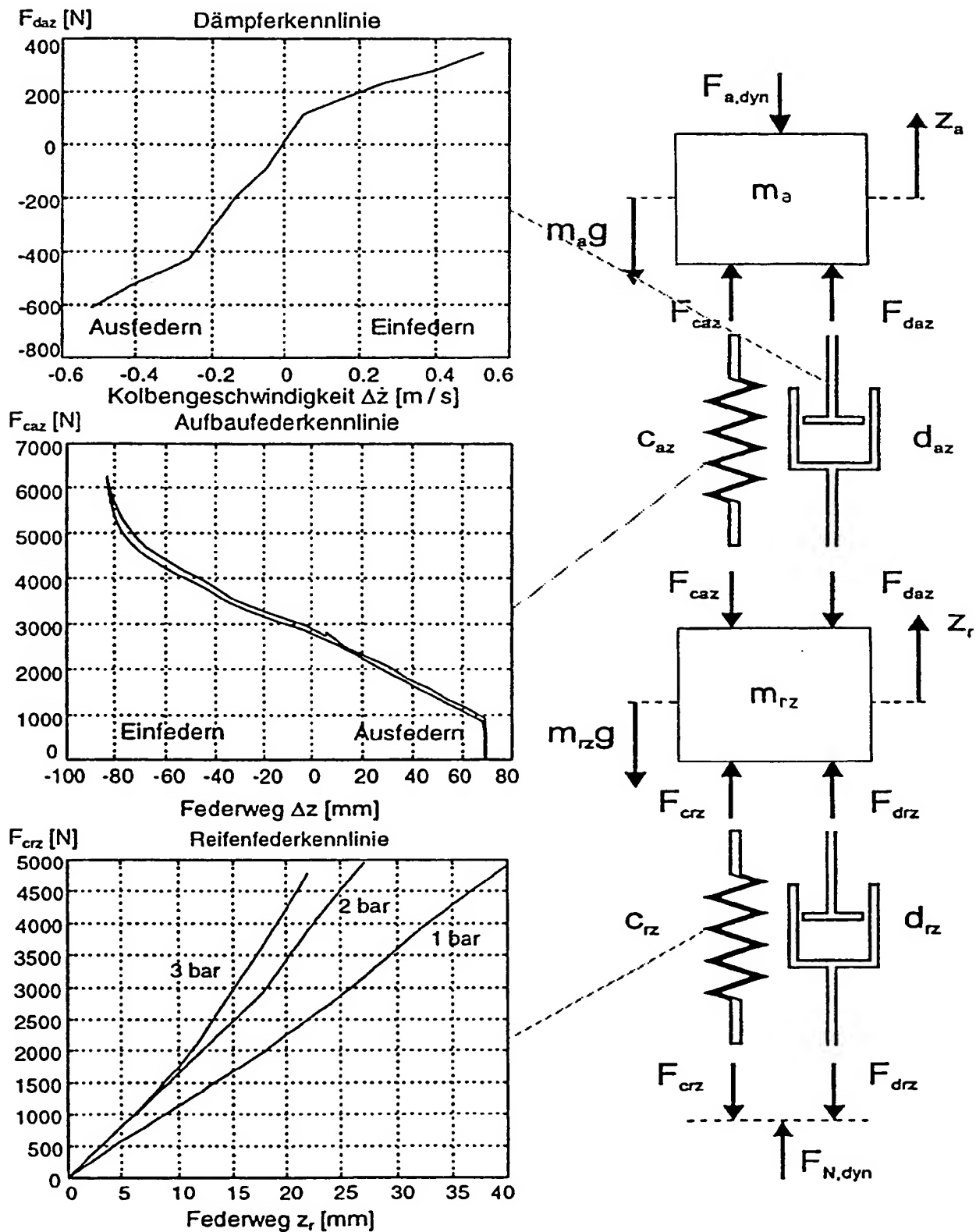
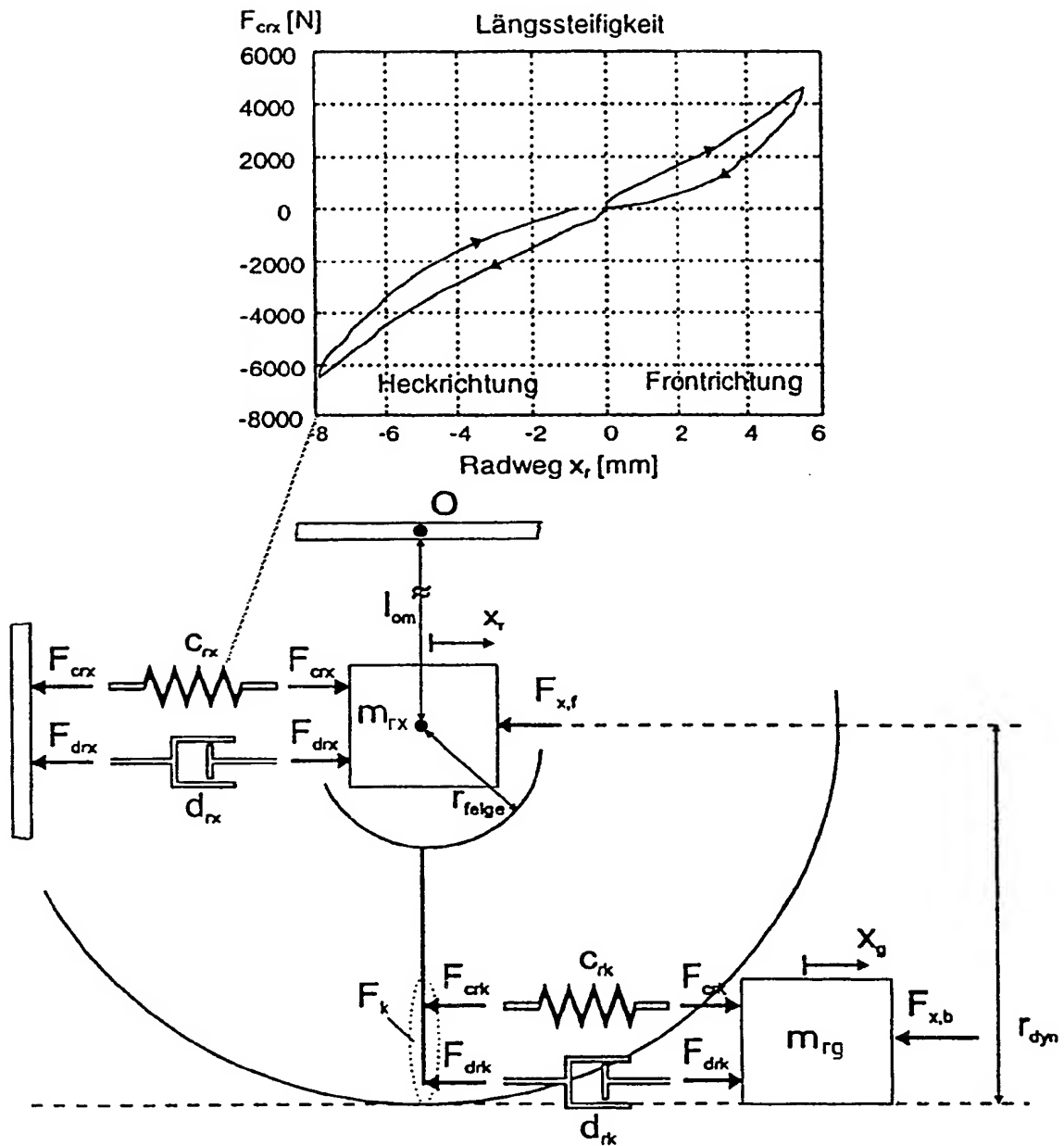
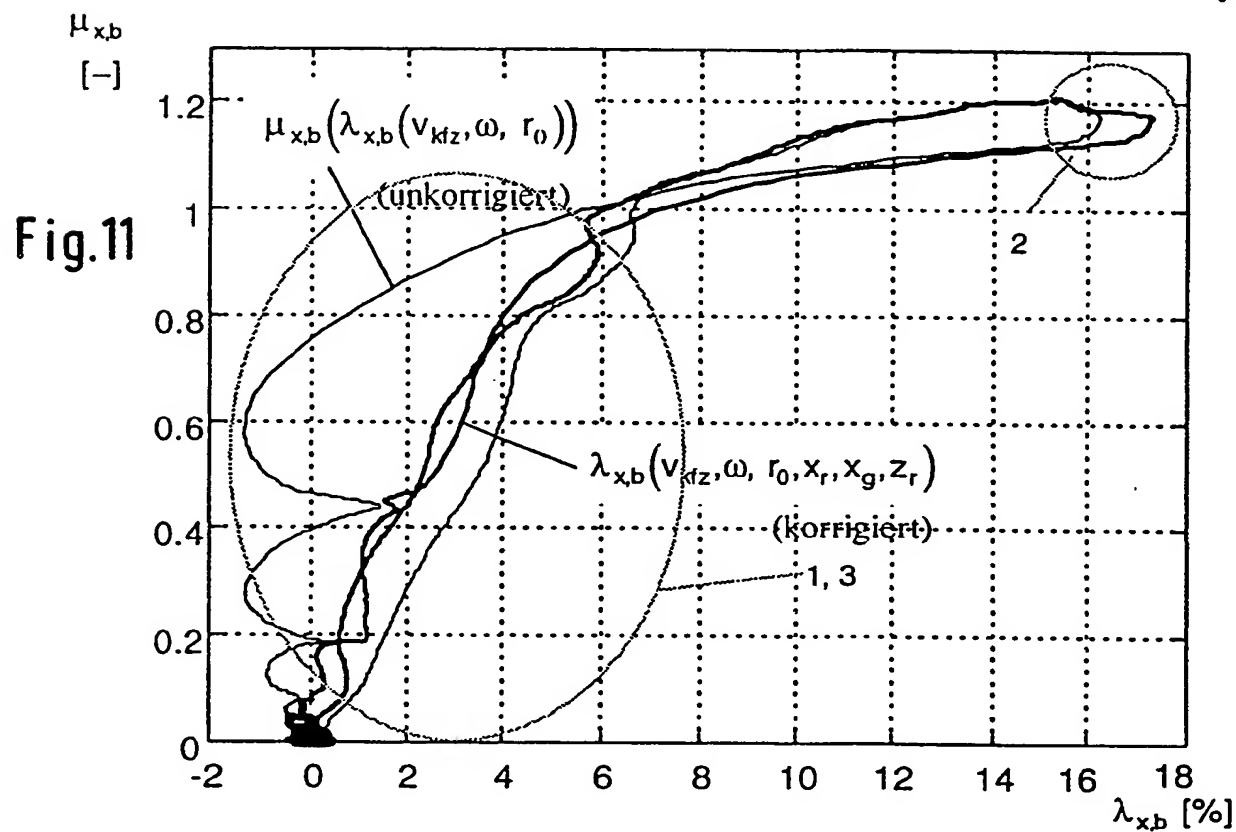
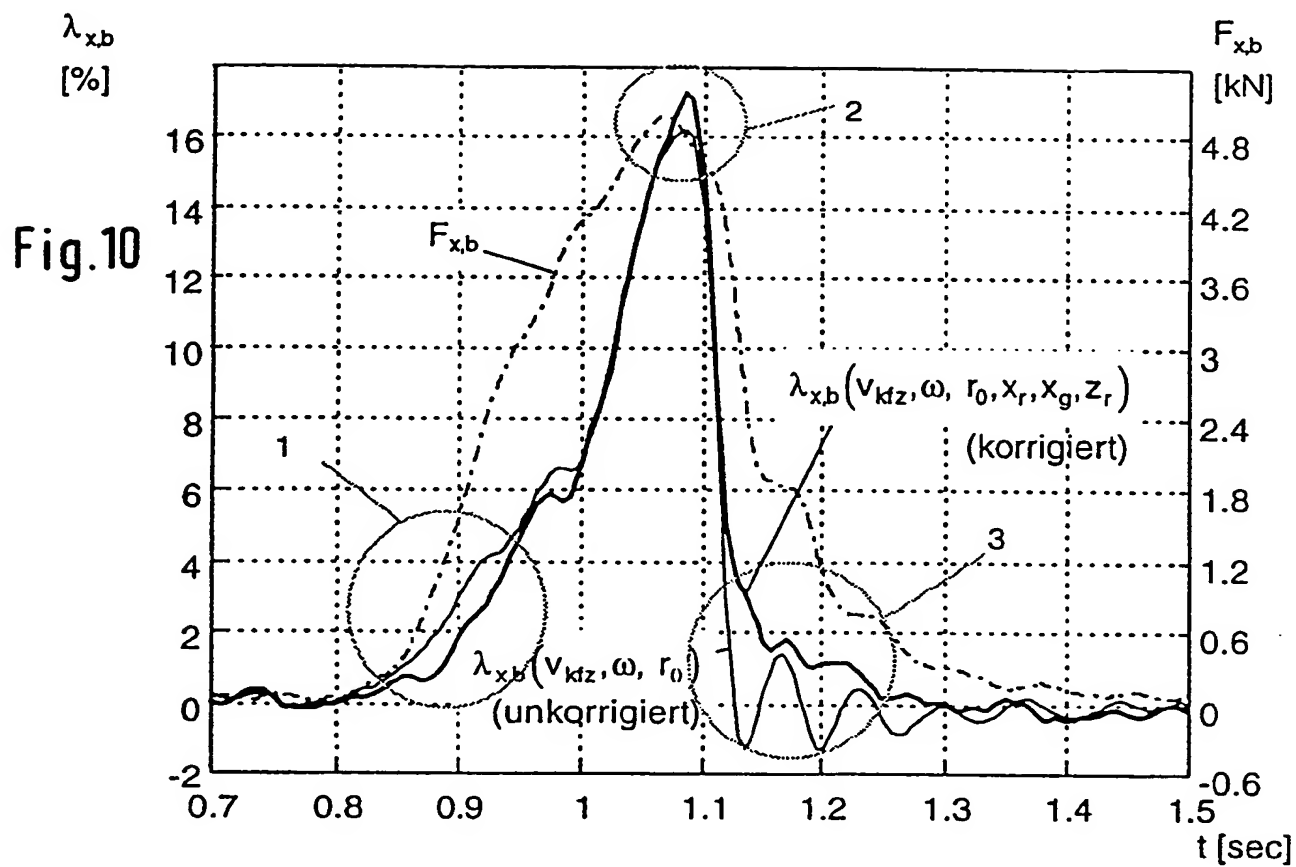


Fig. 9





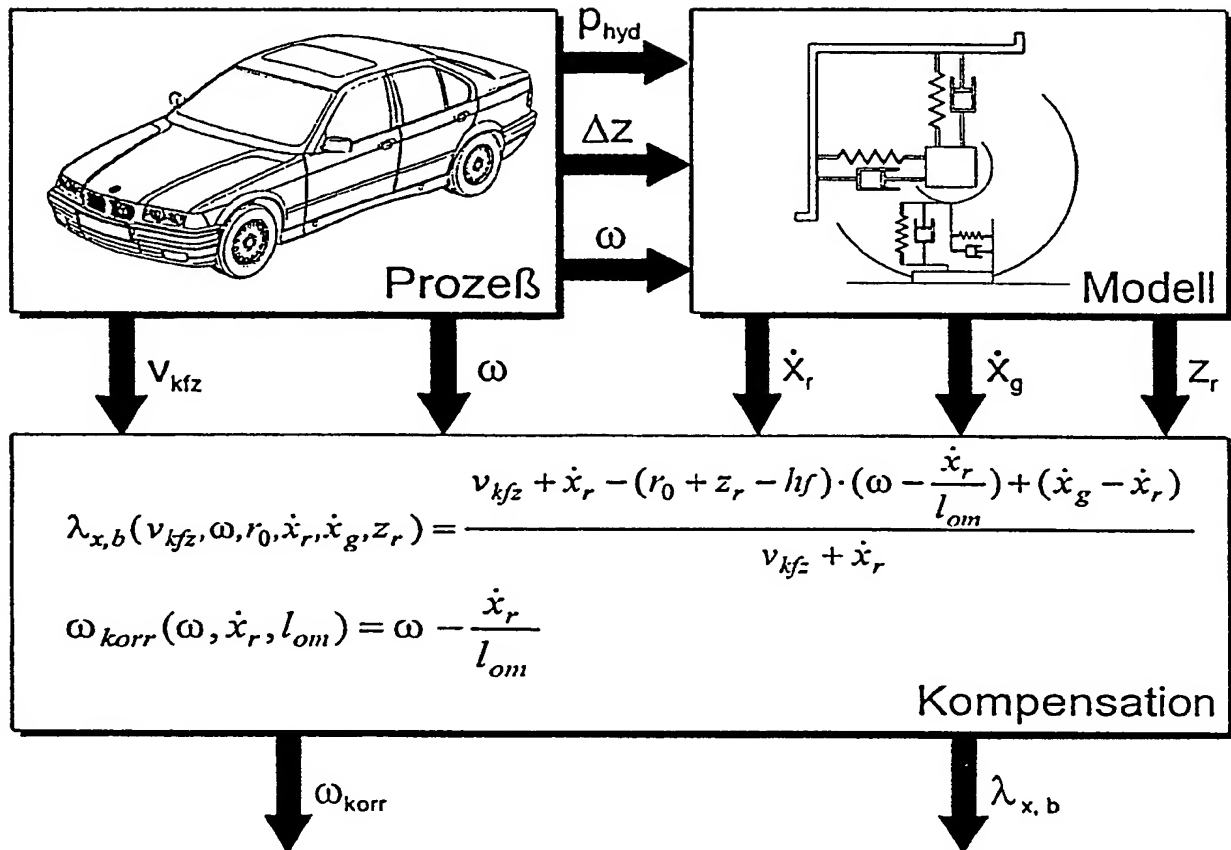


Fig.12